

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Manipulační vozík se samosvornými kleštěmi na klády

Manipulating Trolley with Self-locking Pliers for Timbers

Student:

Zdeněk Vrána

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Milena Hrudíčková, Ph.D.

Ostrava 2014

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Zadání bakalářské práce

Student: **Zdeněk Vrána**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Manipulační vozík se samosvornými kleštěmi na klády**
Manipulating Trolley with Self-locking Pliers for Timbers

Zásady pro vypracování:

Navrhněte manipulační vozík se samosvornými kleštěmi na klády. Proved'te popis zařízení a možné varianty řešení. Navrhněte konstrukci vozíku a proved'te pevnostní kontrolu pro zadané parametry:

- maximální nosnost zvedaných kmenů do 400kg a do průměru 350mm
- snadná a jednoduchá manipulace v obtížném terénu.

Nakreslete sestavu celého zařízení a výrobní výkres rámu vozíku.

Seznam doporučené odborné literatury:

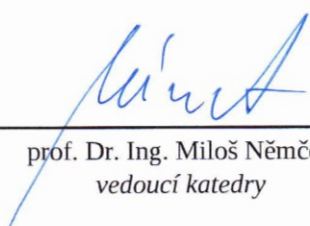
1. Bolek, A.; Kochman, J. *Části strojů I*. Praha: SNTL, 1989. 775s. ISBN 80-03-00046-7
2. Dejl, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I*. Ostrava: Montanex, 2000. 225s. ISBN 80-7225-018-3
3. Kaláb, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře, Části spojovací*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007. 90s. ISBN 978-80-248-1290-8
4. Leinveber, J.; Vávra, P. *Strojnické tabulky*. Albra-pedagogické nakladatelství, Úvaly, 2006. 914s. ISBN 80-7361-033-7
5. Normy, katalogy, prospekty a www-stránky k dané problematice

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Milena Hrudíčková, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucí bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne.....15.5.2014.....

.....Kudna Zdeněk.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla, v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo, nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci, nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mě požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své bakalářské práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne.....15.5.2014.....

.....Vrání Zdeněk.....

podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Zdeněk Vrání

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Věrovany 33, 783 75 Věrovany

Anotace bakalářské práce

VRÁNA, Z. *Manipulační vozík se samosvornými kleštěmi na klády: Bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2014, 39 s. Vedoucí práce: Hrudíčková, M.

Tématem této bakalářské práce je návrh manipulčního vozíku se samosvornými kleštěmi na klády. Práce se nejdříve zabývá rešerší, která analyzuje stav této problematiky. Dále se práce zabývá vlastním řešením, které začíná výčtem vhodných prvků použitých při návrhu vozíku. Pak následuje konstrukce, která popisuje zhotovení rámu vozíku a dalších komponentů. Práce dále pokračuje výpočty, ve kterých jsou důležité části rámu vozíku podrobeny pevnostní kontrole. Při vypracovávání této bakalářské práce, se došlo k zajímavému řešení, které umožňuje zvednutí celé klády. Zvednutí celé klády zajišťuje pojistné zařízení a přitom snadnost konstrukce vozíku je zachována. Výsledkem práce je splnění všech cílů zadání a kompletní návrh manipulčního vozíku se samosvornými kleštěmi na klády. Příloha obsahuje sestavný výkres vozíku a dílenské výkresy rámu.

Annotation of bachelor thesis

VRÁNA, Z. *Manipulating Trolley with Self-locking Pliers for Timbers: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of parts and mechanisms of machines, 2014, 39 p. Thesis head: Hrudíčková, M.

The theme of this bachelor work is to proposal a manipulating trolley with self-locking pliers for timbers. The work first deals of the brief search, which analysis the status of this issue. Next, the work addresses the own solution that begins enumeration suitable elements used when the proposal of the trolley. Then follows a construction which describes the fabrication of the frame and other components. The work continues the calculations in which the important parts of the frame subjected strength check. When drafting this bachelor thesis, it came to an interesting solution which allows lifting of whole the timber. The pick up of whole the timber ensures locking device and ease of construction of trolley is preserved. The result of work is fulfillment of all the objectives of the assignment and complete proposal manipulating trolley with self-locking pliers for timbers. The annex contains a assembly drawing and workshop drawings of the frame.

Obsah

Obsah	6
Seznam použitých značek a symbolů	7
1 Úvod.....	9
1.1 Cíle práce	9
2 Rešerše	10
3 Návrh koncepce.....	12
4 Konstrukce vozíku	14
4.1 Konstrukce rámu vozíku.....	14
4.2 Další komponenty vozíku	15
5 Kontrolní výpočty	17
5.1 Kontrola hlavní tyče na ohyb.....	17
5.2 Kontrola navrženého průřezu profilu	21
5.3 Kontrola podpory na vzpěr	22
5.4 Kontrola čepu kola.....	24
5.5 Kontrola svaru ručky	25
5.6 Kontrola čepového závěsu	27
5.7 Kontrola šroubového spoje	29
5.8 Určení manipulační síly se zavěšenou kládou	32
6 Návod k použití vozíku	33
7 Závěr	35
Poděkování.....	36
Seznam použité literatury	37
Seznam příloh	39

Seznam použitých značek a symbolů

a	[mm]	šířka svaru
a_T	[-]	materiálová konstanta
b	[mm]	vnitřní strana průřezu profilu
b_1	[mm]	tloušťka vidlice
b_T	[-]	materiálová konstanta
b_2	[mm]	délka čepu mezi vidlicemi
c_T	[-]	materiálová konstanta
d	[mm]	průměr
d_2	[mm]	střední průměr závitu
e	[mm]	vzdálenost krajního vlákna svaru od osy
f	[-]	součinitel valivého tření
f_z	[-]	součinitel tření v závitu
f_M	[-]	součinitel tření pod maticí
g	[m·s ⁻²]	gravitační zrychlení
i	[mm]	poloměr setrvačnosti
k	[-]	součinitel bezpečnosti svaru
k_e	[-]	součinitel bezpečnosti svaru meze kluzu
k_3	[-]	čelní součinitel bezpečnosti svaru
k_4	[-]	boční součinitel bezpečnosti svaru
l_1	[mm]	délka ramene od zatěžující síly
l_2	[mm]	délka ramene od vyrovnávající síly
m	[kg]	hmotnost
n	[-]	součinitel uložení prutu
t	[mm]	tloušťka svaru
p_D	[MPa]	dovolený tlak
p_1	[MPa]	tlak ve vidlici
p_2	[MPa]	tlak v čepu
B	[mm]	vnější strana průřezu profilu
D	[mm]	velký průměr
D_d	[mm]	vnitřní průměr podložky
D_{SK}	[mm]	vepsaná kružnice šestiúhelníku
D_{TM}	[mm]	střední třecí průměr pod maticí
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
F	[N]	síla
F_0	[N]	osová síla ve šroubu
F_1	[N]	zatěžující síla
F_2	[N]	vyrovnávající síla
F_c	[N]	celková síla šroubového spoje
F_f	[N]	síla odporu valení
F_{KR}	[N]	kritická síla
F_M	[N]	manipulační síla
F_p	[N]	síla v 1 podpoře od provozního zatížení
F_{px}	[N]	vodorovná složka síly F_p
F_{py}	[N]	svislá složka síly F_p
F_Q	[N]	síla od zatížení kládou
F_{RUKY}	[N]	síla ruky
F_t	[N]	třecí síla
F_{TL}	[N]	tlačná síla
F_x	[N]	reakční síla

$F_{x/2}$	[N]	reakční síla v jedné podpoře
F_{x1}	[N]	svislá složka reakční síly
F_{x2}	[N]	vodorovná složka reakční síly
G_Q	[kg]	hmotnost klády
G_v	[kg]	hmotnost vozíku
I_{\min}	[mm ⁴]	minimální kvadratický moment
J_p	[mm ⁴]	kvadratický moment svaru
L	[mm]	délka podpory
M_A	[N·m]	ohybový moment k bodu A
M_k	[N·m]	krouticí moment
M_{o1}	[N·m]	moment od zatěžující síly
M_{o2}	[N·m]	moment od vyrovnávající síly
M_o	[N·m]	ohybový moment
M_{omax}	[N·m]	maximální ohybový moment
M_{Tz}	[N·m]	třecí moment na závitu
M_{TM}	[N·m]	třecí moment pod maticí
M_u	[N·m]	utahovací moment
Ph	[mm]	stoupání závitu
R_A	[N]	reakce v bodě A
Re	[MPa]	mez kluzu
S	[mm]	plocha
S_s	[mm]	plocha svaru
V	[m ³]	objem
W_{ks}	[mm ³]	modul průřezu v krutu
W_o	[mm ³]	modul průřezu v ohybu
W_{os}	[mm ³]	modul průřezu v ohybu svaru
β	[°]	úhel boku závitu
β_s	[-]	přídavný součinitel pro svar
λ	[mm]	štíhlost prutu
λ_m	[mm]	mezní štíhlost prutu
ρ	[kg/m ³]	hustota
σ_D	[MPa]	dovolené napětí
σ_{Ds}	[MPa]	dovolené napětí ve svaru
σ_o	[MPa]	napětí v ohybu
σ_{Do}	[MPa]	dovolené napětí v ohybu
σ_{KR}	[MPa]	kritické napětí
τ_D	[MPa]	dovolené napětí ve smyku
τ_s	[MPa]	smykové napětí
τ_{ss}	[MPa]	výsledné napětí ve svaru
$\tau_{\parallel}^{F_o}$	[MPa]	napětí od posouvající síly
$\tau_{\perp}^{M_o}$	[MPa]	napětí ve svaru od ohybu
$\tau_{\parallel}^{M_k}$	[MPa]	napětí ve svaru od krutu
φ'	[°]	redukovaný třecí úhel závitu
ψ	[°]	úhel stoupání závitu
ΣF_{xi}	[N]	součet sil v ose x
ΣF_{yi}	[N]	součet sil v ose y
ΣM_i	[N·m]	součet momentů

1 Úvod

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem manipulačního vozíku se samosvornými kleštěmi na klády. Tento vozík slouží pro přepravu klád i v obtížném terénu. Vozík je navržen tak, aby splnil kritéria zadání. Práce se zaměřuje na konstrukci rámu vozíku. Dalším kritériem je snadná manipulace s vozíkem, jednočlennou obsluhou a přeprava klád do vzdálenosti cca 300 [m]. Níže jsou uvedeny cíle práce, které se vypracováním této problematiky vyřeší.

1.1 Cíle práce

V souladu se zadáním bakalářské práce, jsou vypracovány tyto cíle práce:

- na základě zpracované rešerše navrhnout manipulační vozík se samosvornými kleštěmi na klády,
- konstrukci zvolit s ohledem na snadnou manipulaci v obtížném terénu a pro zadané parametry: do průměru klády 350 [mm] a hmotnosti 400 [kg],
- provést popis zařízení,
- provést pevnostní kontrolu nosných částí vozíku,
- vypracovat sestavný výkres a dílenský výkres rámu.

2 Rešerše

Než dojde k vypracování vlastního řešení vozíku, práce se nejprve bude zabývat analýzou současného stavu problematiky vozíků pro ruční manipulaci s kládami při přibližování a zpracování otopového dříví.

Z průzkumu se zjistilo, že manipulační vozíky pro ruční ovládání jsou v drtivé většině vyráběny domácími výrobci, kteří chtějí usnadnit manipulaci se dřevem pro vlastní potřebu.

V České republice se tomuto tématu věnuje např. firma ŠIMOTA, jejich provedení je zobrazeno na obrázku 1. Firma STEIN z Ameriky se tomuto tématu také věnuje, ale jejich provedení je odlišné od ostatních. Neobsahuje závěsné kleště na kládu a neodpovídá tak zadání této práce. Přesto je toto řešení pro rozšíření rozhledu uvedeno na obrázku 2.



Obrázek 1 Vozík firmy ŠIMOTA [12]



Obrázek 2 Vozík SS-RC4501 od firmy STEIN [13]

Na obrázku 3 je zobrazen typický vozík domácí konstrukce. Tyto domácí vozíky vlastních konstrukcí a výroby jsou mezi chatáři a chalupáři nejrozšířenější. Vozíky vlastní výroby se od sebe liší, protože jsou vytvářeny na základě kreativity jejich vlastních výrobců. Vesměs se jedná o velice jednoduché konstrukce, které jsou vyráběny na základě potřeb jeho výrobce.



Obrázek 3 Vozík [14]

Pro rozšíření rozhledu v této problematice, je zde také uveden na obrázku 4 vůz s větší nosností než ostatní vozíky, je opatřen závěsným zařízením pro přepravu klád větších délek.



Obrázek 4 Vůz s větší nosností [15]

3 Návrh koncepce

Manipulační vozík se samosvornými kleštěmi je dimenzován na základě zadaných parametrů. Hlavním kritériem je hmotnost zvedaných kmenů 400 [kg]. V tabulce 1 jsou uvedeny technické hodnoty dřevin. Podle ní, se určí, jaká délka klády odpovídá zadané kombinaci průměru a hmotnosti. Nejkratší délka byla stanovena pro druh dřeva s nejvyšší měrnou hmotností, kterým je dub cer.

Tabulka 1 Objemová hmotnost dřeva v kg/m³ [10]

Dřevina	Dřevo		
	čerstvé	Na vzduchu vyschlé	Uměle dosušené
Borovice lesní	700	520	510
Borovice černá	900	600	590
Bříza	940	600	590
Buk	990	720	570
Douglaska	910	570	550
Dub cer	1110	850	730
Dub letní a zimní	1000	760	660
Habr	1080	820	720
Jasan	920	720	620
Javor klen	980	660	530
Javor mléč	870	650	520
Jedle	1000	460	420
Jilmy	950	700	520
Jírovec maďal	910	570	550
Lípy	730	520	420
Modřín	760	600	460
Olše	690	520	430
Smrk	740	470	440
Topol černý	840	450	370
Trnovník akát	870	750	660
Vejmutovka	520	400	320
Vrby	1000	460	370

Z tabulky 1 je patrné, že nejtěžší dřevo je čerstvý dub cer. Pokud uvážíme maximální průměr klády 350 [mm], tak délka dubové klády odpovídá 3,75 [m].

$$m = \rho \cdot V = 1110 \cdot \frac{\pi \cdot 0,350^2}{4} \cdot 3,75 = 400 \text{ [kg]} \quad [1]$$

Vozík tedy unese čerstvou dubovou kládu o průměru 350 [mm] a délce 3,75 [m]. Uvažuje se, že kláda je celá zvednutá. Jelikož jsou ostatní dřeviny lehčí, délka klád poroste s nižší měrnou hmotností. Je zřejmé, že s delší kládou také poklesne možnost manipulace. Pro přípravu otopového dříví se nejčastěji využívají klády do délky 4 [m] kvůli obtížné manipulaci s delšími kládami při přibližování dřeva v lese. Konstrukční návrh vozíku bude tedy počítat s maximální délkou klád do 4 [m].

Pro nosnost rámu 400 [kg] jsou navrženy 2 hlavní normalizované profily, čtvercový 50x50x5 ČSN EN 10219-2 pro svařenec hlavní nosné tyče a ohýbaný obdélníkový profil 50x35x3 ČSN EN 10219-2 pro svařenec sestavy nosné konstrukce. Dále je navržen čtvercový profil 40x40x2 ČSN EN 10219-2 pro přídatné rameno. Všechny tři profily jsou navrhovány z materiálu 11 375 se zaručenou svařitelností. Dalším profilem je trubka kruhová 28x4 ČSN 42 5715.01 2 – 11 353.1, která tvoří podpory a madlo ramene. Tyto profily jsou zvoleny z online katalogu firmy Ferona [9].

Pro svarové spoje vozíku je navržena elektroda OK 48.05, velikost svarů $a = 3$ [mm], a $a = 4$ [mm], záleží na tloušťce stěny svařovaných komponentů.

Svařence rámu jsou spojeny pomocí šroubových spojů. Jsou navrženy šrouby M14x1, zajišťující spoj hlavní tyče s nosnou konstrukcí a šrouby M12x1, zajišťující spoj hlavní tyče s nosnou konstrukcí pomocí podpor. Všechny navrhované šrouby mají třídu pevnosti 8.8.

Dále je navržen čepový závěs, který slouží pro uchycení kleští. Konstrukci rámu také doplňuje pojistné zařízení, které zajistí polohu klády. Pomocí tohoto zařízení dojde ke zvednutí celé klády. Poslední navržený komponent je přídatné rameno s madlem.

Navrhované kleště nejsou vlastní konstrukce, ale vyrábí je firma ŠIMOTA, konkrétně jsou použity kleště Traktor FOREST 370 [12] pro nosnost 400 [kg] a průměr 350 [mm]. Dalšími dodanými komponenty jsou dvě stejná pojezdová kola C90.403 od firmy Dům koleček [11], technické údaje kol jsou uvedeny v tabulce 2.

Tabulka 2 Kolo C90.403 [11]

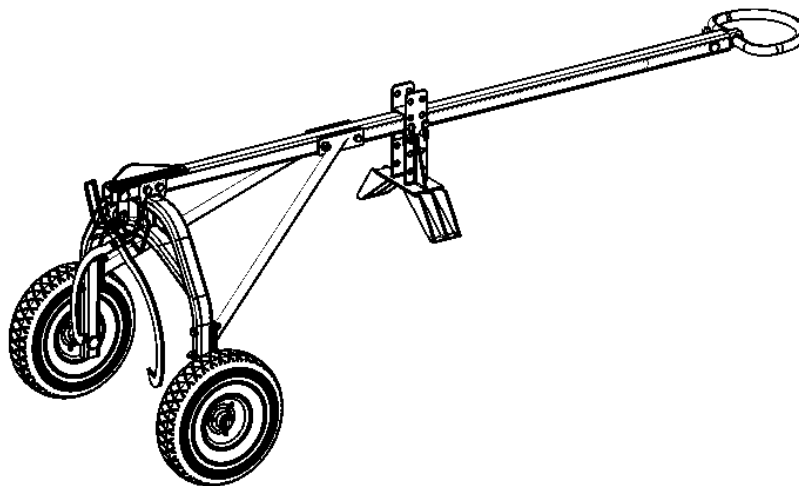
Uložení	Průměr kola [mm]	Šířka běhounu [mm]	Zatížení [kg]	Průměr otvoru hřídele [mm]	Délka náboje [mm]
jehlové	400	100	300	25	75

Pro vybrané díly vozíku je navržen plech o tloušťce 5 [mm].

Dále ještě vozík doplňují čepy různých průměrů pro uložení či zajištění poloh komponentů. Čepy jsou z materiálu 11 373 a zajištěny pomocí závlaček.

4 Konstrukce vozíku

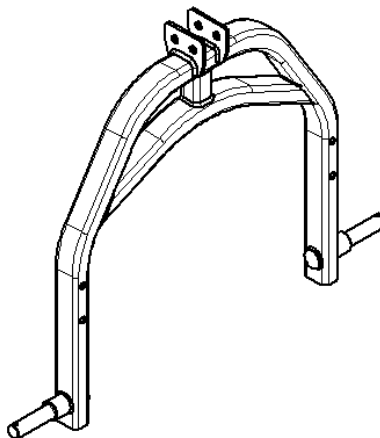
Celá konstrukce vozíku je provedena na základě návrhové koncepce. Na obrázku 5 je znázorněn výsledný návrh manipulačního vozíku se samosvornými kleštěmi na klády.



Obrázek 5 Manipulační vozík

4.1 Konstrukce rámu vozíku

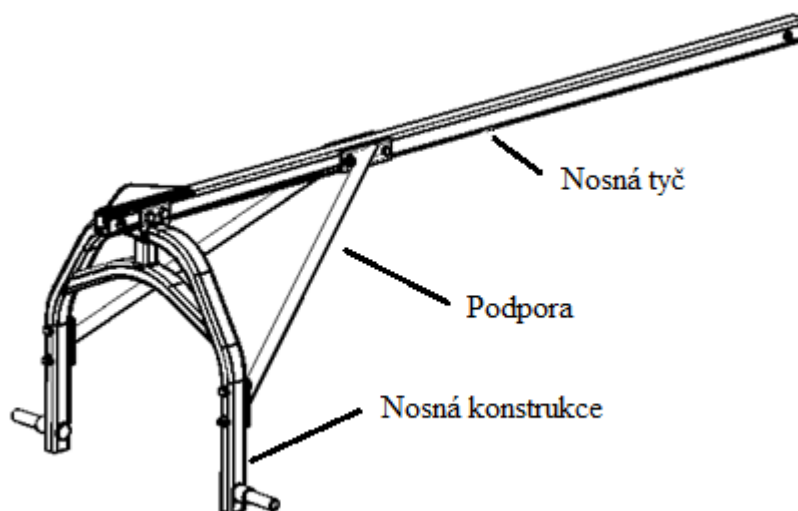
Hlavní nosný rám, je řešen jako svařovaná konstrukce. Tento svařenec je tvořen převážně obdélníkovým profilem 50x35x3 ČSN EN 10219-2. Svařenec je zobrazen na obrázku 6.



Obrázek 6 Nosná konstrukce

V horní části svařence je z tvarových plechů vytvořeno uchopení pro nosnou tyč s otvory pro šrouby M14x1. V prostřední části obou ramen jsou vyvrtány díry pro šrouby M12x1 pro uchycení výztužných podpor. Ve spodní části jsou čepy pro uložení pojzdových kol, které jsou prostrčeny profilem a následně jsou z obou stran pojištěny svary.

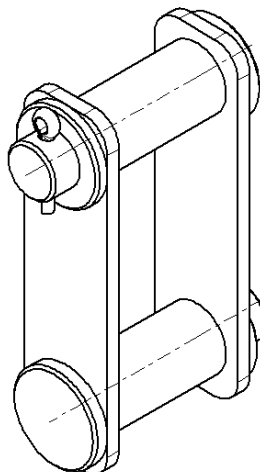
Na dalším obrázku 7 je znázorněn celý rám, kde je nosná konstrukce spojena pomocí podpor a šroubových spojů s hlavní tyčí. Hlavní tyč je tvořena čtvercovým profilem 50x50x5 ČSN EN 10219-2 a kvůli zeslabení profilu dírou pro čepový závěs je zpevněna přivařením výztužného plechu.



Obrázek 7 Rám

4.2 Další komponenty vozíku

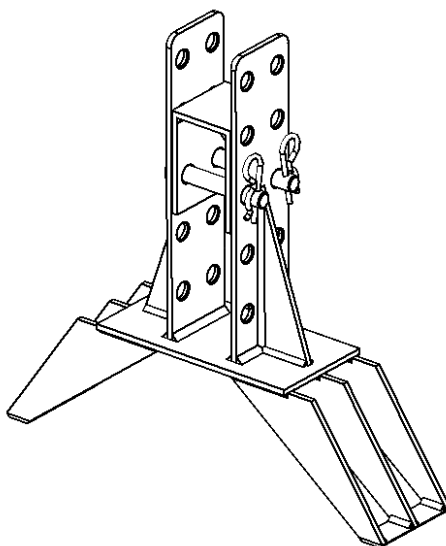
Kromě konstrukce rámu jsou zde i další části. Na obrázku 8 je znázorněn navržený čepový závěs, který je tvořen dvěma čepy. Tento závěs je uložen v nosné tyči a na něm jsou zavěšeny kleště. Pro lepší rozložení tlaků a ochranu čepů proti opotřebení jsou čepy uloženy v trubkových pouzdrech. Čepy jsou uloženy v tlustém plechu, který tvoří bočnice a jsou axiálně pojištěny závlačkami.



Obrázek 8 Čepový závěs

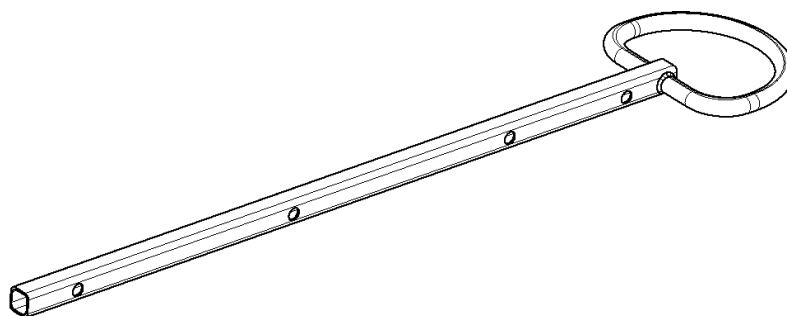
Na dalším obrázku 9 je zobrazeno pojistné zařízení. Toto zařízení zajišťuje polohu klády, při poloze klády ve vzhledu, kdy se kláda zdola opírá o hlavní tyč. Pojistné zařízení je možno posouvat po hlavní tyči a také výškově polohovat na základě velikosti klády, zejména její délky, aby se zavěšená kláda nedotýkala země. Toto zařízení je tvořeno objímkou pro navléknutí na hlavní tyč a dále svařovaným tělesem, které obsahuje žebra pro vystředění klády a její aretaci. Celé zařízení je pojištěno 2 čepy a tyto čepy jsou zajištěny pérovými závlačkami.

Pro naložení klády a její vyzdvižení do vzhledu a následný transport je nutno dodržet návod k použití, který je součástí této práce (viz kapitola 6). Dodržení pokynů výrazně ulehčí manipulaci s kládami.



Obrázek 9 Pojistné zařízení

Poslední komponent je zobrazen na obrázku 10, jedná se o přídavné rameno tvořené čtvercovým profilem 40x40x2 ČSN EN 10219-2. K rameni je přivařeno ohýbané madlo tvořené kruhovým profilem 28x4 ČSN 42 5715. V rameni jsou vyvrtány 4 díry pro možnost změny délky ramena. Pozice ramena je zajištěna čepem s pérovou závlačkou.



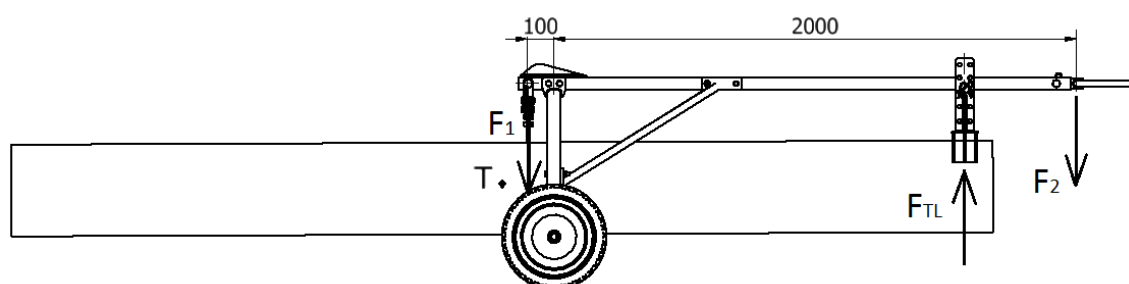
Obrázek 10 Přídavné rameno

5 Kontrolní výpočty

V této kapitole jsou provedeny kontrolní pevnostní výpočty navržených částí vozíku.

5.1 Kontrola hlavní tyče na ohyb

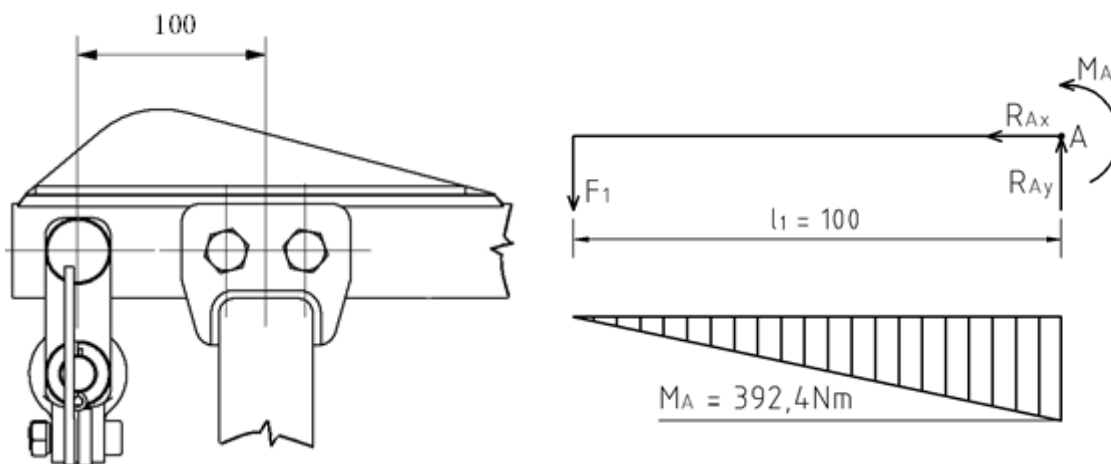
Zde je popsána pevnostní kontrola hlavní tyče. Výpočet je rozdělen do 3 částí. Na obrázku 11 jsou zobrazeny síly při rovnovážné poloze klády ve vzhledu (F_1 – zatěžující síla od klády), kleštěmi zachycené těsně vpravo od jejího těžiště a díky klopnému momentu opírající se o pojistné zařízení (síla F_{TL}) a vyrovnávající síla F_2 .



Obrázek 11 Vozík z boku, síly při rovnovážné poloze

I. Určení zatížení od břemene

Nejprve se určí vzniklé namáhání od klády, tj. maximální zatížení 400 [kg], které je zavěšeno na rameni předsunutém o 100 [mm] (vychází z konstrukce) před horní část hlavního nosného rámu. Počítá se jen s levou stranou nosné tyče, kterou lze považovat při výpočtu za letmo uložený vetknutý nosník. Pomocí rovnic statiky se určí namáhání v bodě A (viz obrázek 12).



Obrázek 12 Schéma vetknutého nosníku

Určení zatěžující síly od klády o hmotnosti 400 [kg]:

$$F_1 = m \cdot g = 400 \cdot 9,81 = \mathbf{3924 \text{ [N]}} \quad [2]$$

Určení ohybového momentu v bodě A od zatížení:

$$\Sigma F_{xi} = 0$$

$$\Sigma F_{yi} = 0 \rightarrow R_{Ay} - F_1 = 0 \rightarrow R_{Ay} = F_1 = \mathbf{3924 \text{ [N]}} \quad [3]$$

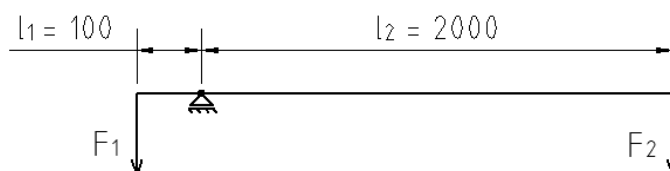
$$\Sigma M_{Ai} = 0 \rightarrow M_A - F_1 \cdot l_1 = 0$$

$$\rightarrow M_A = F_1 \cdot l_1 = 3924 \cdot 100 = 392\,400 \text{ [N}\cdot\text{mm]} = \mathbf{392,4 \text{ [N}\cdot\text{m]}} \quad [4]$$

Zatěžující břemeno vytváří ohybový moment určený ze vzorce [4]. Pro zachování rovnovážné horizontální polohy hlavní tyče je potřebné tento ohybový moment vyrovnat. Výpočet pro vyrovnaní momentů vychází z principu rovnováhy sil na zvrtné páce a je proveden v následující kapitole.

II. Kontrola rovnováhy

V tomto výpočtu se určí potřebná síla pro vyrovnaní momentů. Hodnotu momentu od zatížení břemenem známe ze vztahu [4]. Tento moment se vyrovná silou paže F_2 , působící na konci ramene vhodné délky. Schéma rovnováhy je znázorněno na obrázku 13.



Obrázek 13 Rovnováha páky (rozměry dle obr. 11)

Snahou je dosáhnout rovnováhy působících momentů pomocí vhodné volby délky ramene l_2 a velikosti síly F_2 , tedy:

$$M_{o1} = M_{o2}$$

$$F_1 \cdot l_1 = F_2 \cdot l_2$$

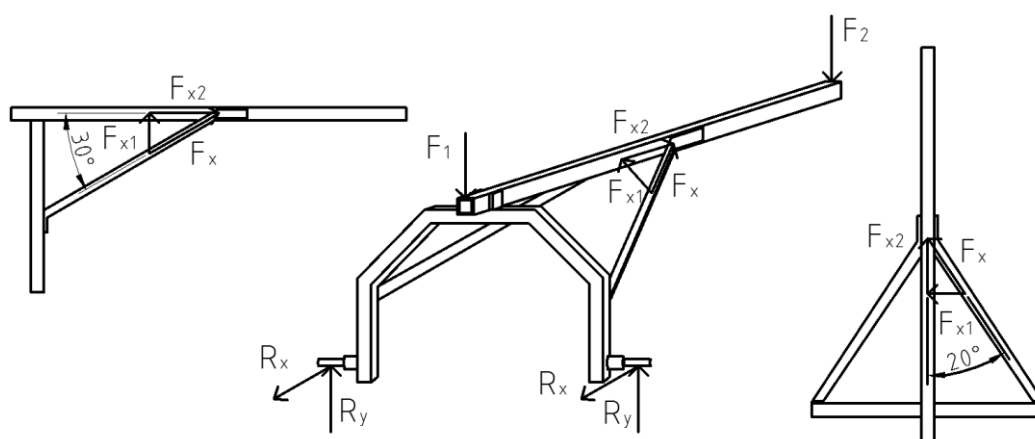
Určení velikosti síly F_2 pro vyrovnaní momentů:

$$F_2 = \frac{F_1 \cdot l_1}{l_2} = \frac{3924 \cdot 100}{2000} = \mathbf{196,2 \text{ [N]}} \quad [5]$$

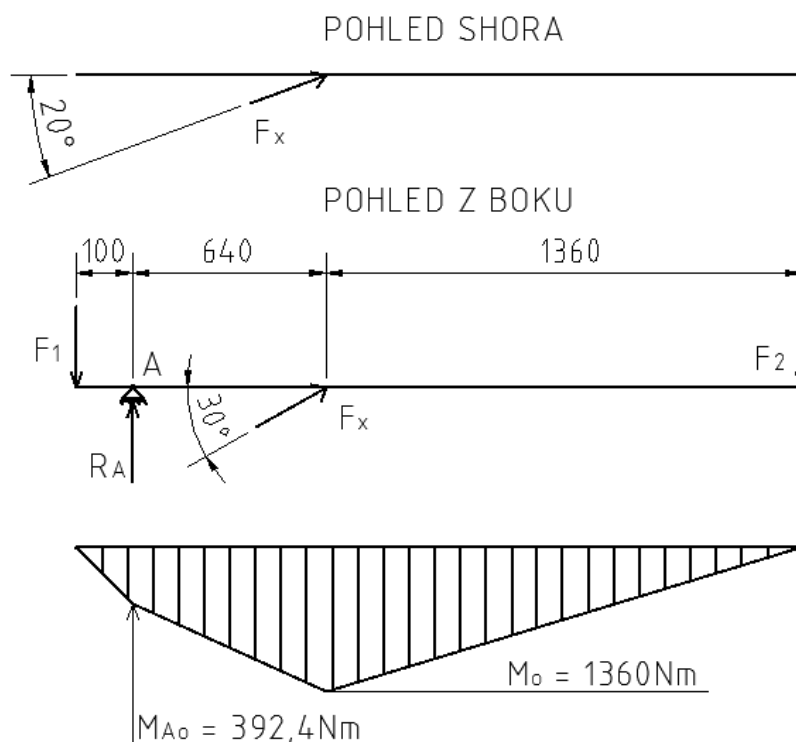
Volbou velikosti ramene l_2 se docílilo k síle ze vztahu [5]. Velikost této síly odpovídá snadnému zvednutí klády.

III. Pevnostní rozbor tyče v přetíženém stavu

Hypoteticky se uvažuje přetížený stav vozíku. V místě síly F_1 , tedy v kleštích, bude zavěšeno břemeno o příliš velké hmotnosti a vyrovnávací síla F_2 vzroste do mnohem větší velikosti než při běžném provozním stavu, tedy např. $F_2 = 1000$ [N]. Je tak simulován stav, kdy se např. kleště zaklíní a o tyč se celou vahou opře obsluha vozíku. Rozklad sil je znázorněn na obrázku 14 a na obrázku 15 je znázorněn i průběh ohybových momentů M_o .



Obrázek 14 Rozklad sil na zjednodušeném schématu rámu



Obrázek 15 Rozklad sil a průběh M_o v hlavní tyči při přetížení

Pomocí rovnic statiky se určí reakce R_A a reakční síla F_x v prostorově šikmé podpoře:

$$\Sigma F_{xi} = 0 \rightarrow F_x \cdot \cos 30^\circ - 2 \cdot R_x = 0$$

$$\Sigma F_{yi} = 0 \rightarrow -F_1 + R_A + F_x \cdot \sin 30^\circ \cdot \cos 20^\circ - F_2 = 0$$

$$\Sigma M_{Ai} = 0 \rightarrow -F_1 \cdot 100 - F_x \cdot \sin 30^\circ \cdot \cos 20^\circ \cdot 640 + F_2 \cdot 2000 = 0$$

$$\rightarrow F_x = \frac{F_2 \cdot 2000 - F_1 \cdot 100}{\sin 30^\circ \cdot \cos 20^\circ \cdot 640} = \frac{1000 \cdot 2000 - 3924 \cdot 100}{\sin 30^\circ \cdot \cos 20^\circ \cdot 640} = \mathbf{5346 \text{ [N]}} \quad [6]$$

$$\begin{aligned} \rightarrow R_A &= F_1 + F_2 - F_x \cdot \sin 30^\circ \cdot \cos 20^\circ = \\ &= 3924 + 1000 - 5346 \cdot \sin 30^\circ \cdot \cos 20^\circ = \mathbf{2412 \text{ [N]}} \end{aligned} \quad [7]$$

Konečné určení osově síly F_x v jedné ze dvou podpor v přetíženém stavu je:

$$F_{x/2} = \frac{F_x}{2} = \frac{5346}{2} = \mathbf{2673 \text{ [N]}} \quad [8]$$

Průběh ohybových momentů M_o v hlavní tyči v přetíženém stavu:

Zleva:

$$-F_1 \cdot 0 = 0$$

$$-F_1 \cdot 100 = 3924 \cdot 100 = \mathbf{-392,4 \text{ [N}\cdot\text{m]}} \quad [9]$$

$$-F_1 \cdot 740 + R_A \cdot 640 = -3924 \cdot 740 + 2412 \cdot 640 = \mathbf{-1360 \text{ [N}\cdot\text{m]}} \quad [10]$$

Pro kontrolu, zprava:

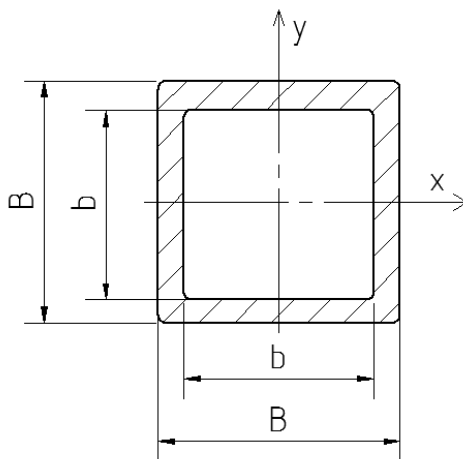
$$-F_2 \cdot 0 = 0$$

$$-F_2 \cdot 1360 = -1000 \cdot 1360 = \mathbf{-1360 \text{ [N}\cdot\text{m]}} \quad [11]$$

V přetíženém stavu dojde v hlavní tyči k ohybovému momentu podle vzorce [10]. V běžných provozních podmínkách při zatížení vozíku hmotností klády 400 [kg], vznikne maximální ohybový moment dle vzorce [4]. V další podkapitole se určí napětí pro tyto ohybové momenty.

5.2 Kontrola navrženého průřezu profilu

Je navržen čtvercový profil 50x50x5 ČSN EN 10219-2 5 z materiálu 11 375, tedy $B = 50$ [mm] a $b = 40$ [mm]. Tento profil je podroben pevnostní kontrole v ohybu. Zatížení se bude uvažovat pro oba stavy podle vzorců [10] a [4]. Řez profilem je na obrázku 16.



Obrázek 16 Čtvercový

Nejprve se určí modul průřezu v ohybu navrženého profilu:

$$W_o = \frac{BB^3 - bb^3}{6B} = \frac{50 \cdot 50^3 - 40 \cdot 40^3}{6 \cdot 50} = 12\,300 \text{ [mm}^3\text{]} \quad [12]$$

Kontrola napětí navrženého profilu pro přetížený stav, dovolené napětí v ohybu pro ocel 11 375 $\sigma_{Do} = 165$ [MPa] z literatury [1], M_{omax} podle vzorce [10]:

$$\sigma_o \leq \sigma_{Do}$$

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{W_o} = \frac{1\,360\,000}{12\,300} = 110,6 \text{ [MPa]} \leq \sigma_{Do} = 165 \text{ [MPa]} - \text{VYHOVUJE} \quad [13]$$

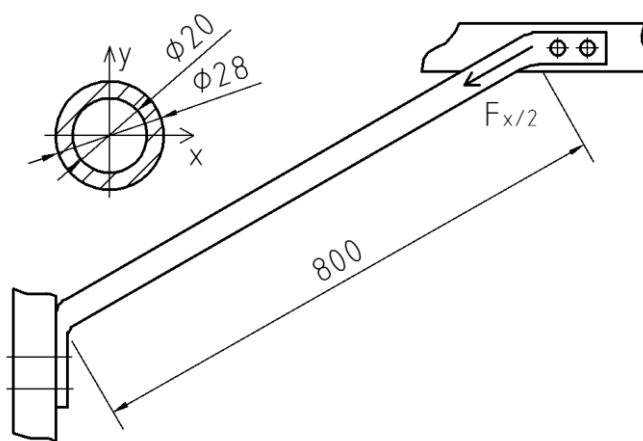
Nyní se určí napětí pro provozní stav, M_{omax} podle vzorce [4]:

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{W_o} = \frac{392\,400}{12\,300} = 32 \text{ [MPa]} \leq \sigma_{Do} = 165 \text{ [MPa]} - \text{VYHOVUJE} \quad [14]$$

V obou případech napětí nepřekročí dovolenou hodnotu, i když je napětí v přetíženém stavu poměrně velké oproti provozním podmínkám. **Oba výpočty vyhovují.**

5.3 Kontrola podpory na vzpěr

Pro podporu je navržen kruhový trubkový profil 28x4 ČSN 42 5715.01 – 11 353.1. Tento profil je pro přetížený stav namáhán osovou silou $F_{x/2}$ ze vzorce [8] a vzhledem k poměru příčného a podélného rozměru je nutno zkontrolovat namáhání na vzpěr. Na obrázku 17 je znázorněna podpora. V tomto případě se uvažuje uložení konců prutu „vetknutý – vetknutý“, tedy koeficient uložení prutu $n = 2$ podle literatury [8].



Obrázek 17 Schéma podpěry namáhané na vzpěr

Nejprve se vypočítá minimální kvadratický moment průřezu, podpora má kruhovitý průřez, tedy k oběma osám stejný kvadratický moment:

$$I_{\min} = \frac{\pi}{64} \cdot [D^4 - d^4] = \frac{\pi}{64} \cdot [28^4 - 20^4] = 22\,317,87 \text{ [mm}^4\text{]} \quad [15]$$

Dále se určí plocha průřezu:

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot [D^2 - d^2] = \frac{\pi}{4} \cdot [28^2 - 20^2] = 301,59 \text{ [mm}^2\text{]} \quad [16]$$

Následuje výpočet poloměru setrvačnosti:

$$i = \sqrt{\frac{I_{\min}}{S}} = \sqrt{\frac{22\,317,87}{301,59}} = 8,6 \text{ [mm]} \quad [17]$$

Nyní lze určit štíhlost prutu:

$$\lambda = \frac{L}{i} = \frac{800}{8,6} = 93 [-] \quad [18]$$

Určení mezní štíhlosti, pro ocel 11 353.1 je mez kluzu $Re = 230$ [MPa] podle literatury [1], modul pružnosti v tahu $E = 210\,000$ [MPa] zvolen podle literatury [1] a koeficient uložení prutu je již znám:

$$\lambda_m = n \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{Re}} = 2 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{210\,000}{230}} = 189,9 [-] \quad [19]$$

Porovnáním štíhlostí, v tomto případě $\lambda < \lambda_m$, zjistíme, že k výpočtu se použije Tetmajerova metoda pro nepružnou oblast vzpěru.

Tabulka 3 Materiálové konstanty pro Tetmajerův výpočet [8]

Materiál	a_T [MPa]	b_T [MPa]	c_T [MPa]	λ_m
Ocel	320	1,2	0	90
Litina	776	12	0,053	80
Dřevo	29,3	0,194	0	110

Určení kritického napětí podle Tetmajera, kde a a b jsou konstanty z tabulky 3:

$$\sigma_{KR} = a - b \cdot \lambda = 320 - 1,2 \cdot 93 = \mathbf{208,4 \text{ [MPa]}} \quad [20]$$

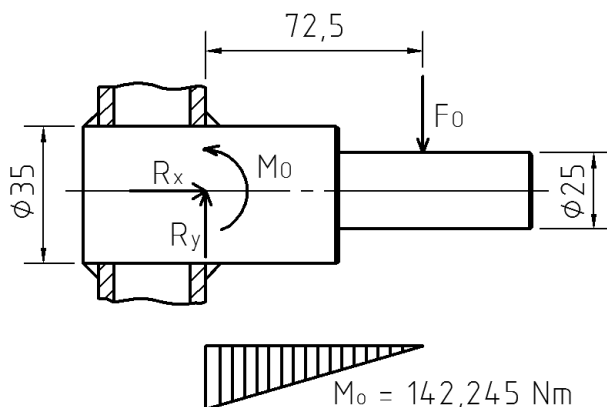
Výpočet kritické síly:

$$F_{KR} = \sigma_{KR} \cdot S = 208,4 \cdot 301,59 = \mathbf{62\,851,4 \text{ [N]}} \quad [21]$$

Podpora je namáhaná silou $F_{x/2}$ určenou ze vzorce [8] pro přetížený stav, tedy pro horší případ než pro provozní stav. Tato síla je mnohonásobně menší než kritická síla F_{KR} , při které prut ztrácí stabilitu. **Kontrola vzpěru vyhovuje.**

5.4 Kontrola čepu kola

Na těchto čepích jsou uložena pojezdová kola. První řešení bylo navrženo tak, že čep byl přivařen ke stěně profilu jen z vnější strany. Postupem času se došlo k vhodnějšímu řešení, že se profil provrtá, čep se zasune do profilu a následně pojistí svary z obou stran. Velikost svarů $a = 3$ [mm]. Schéma řešení je na obrázku 18.



Obrázek 18 Schéma uložení čepu kola

Pro zjednodušení se čep řeší jako vetknutý nosník. Zatěžující síla je poloviční síla od maximálního provozního zatížení ze vzorce [2], protože vozík je uložen na dvou pojezdových kolech, zkráceně tedy $F_0 = 1962$ [N]. Z rovnic statiky se určí M_{0max} :

$$\Sigma F_{xi} = 0$$

$$\Sigma F_{yi} = 0 \rightarrow R_y - F_0 = 0 \rightarrow R_y = F_0 = 1962 \text{ [N]} \quad [22]$$

$$\Sigma M_{oi} = 0 \rightarrow M_0 - F_0 \cdot 72,5 = 0$$

$$\rightarrow M_{0max} = F_0 \cdot 72,5 = 1962 \cdot 72,5 = 142\,245 \text{ [N}\cdot\text{mm]} \quad [23]$$

Dále se určí modul průřezu v ohybu čepu:

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 25^3}{32} = 1\,534 \text{ [mm}^3] \quad [24]$$

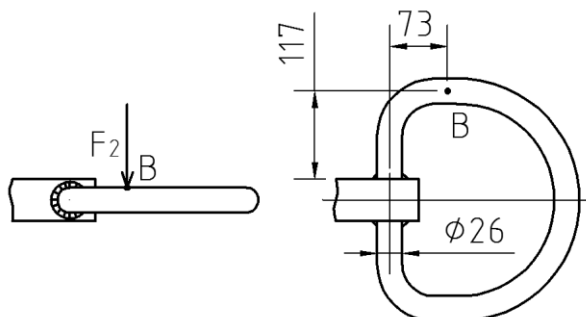
Určení napětí v ohybu v čepu kola, pro ocel 11 375 $\sigma_{Do} = 165$ [MPa] z tabulek [1]:

$$\sigma_o = \frac{M_{0max}}{W_o} = \frac{142\,245}{1\,534} = 92,7 \text{ [MPa]} \leq \sigma_{Do} = 165 \text{ [MPa]} - \text{VYHOVUJE} \quad [25]$$

Čep se kontroluje pouze na ohyb a napětí v ohybu podle vztahu [25] **vyhovuje**.

5.5 Kontrola svaru ručky

Tento svar je zatěžován silou, která vyrovnává rovnováhu vozíku, protože síla působí na madle, které je přivařeno k přídatnému rameni. Počítá se s největším namáháním svaru, tedy že síla působí v bodě B, svar je tak namáhán kroutícím i ohybovým momentem. Svar se kontroluje pro provozní stav a i zkráceně pro stav přetížení.



Obrázek 19 Schéma svaru ručky

Nejprve se pro výpočet určí průřezový modul v ohybu svaru:

$$W_{os} = \frac{J_p}{e} = \frac{\frac{\pi}{64} \cdot [(d+2a)^4 - d^4]}{\frac{d}{2} + a} = \frac{\frac{\pi}{64} \cdot [(26+2 \cdot 3)^4 - 26^4]}{\frac{26}{2} + 3} = 1\,815 \text{ [mm}^3\text{]} \quad [26]$$

Výpočet ohybového momentu, síla F_2 je brána ze vzorce [5] pro provozní stav:

$$M_o = F_2 \cdot 117 = 196,2 \cdot 117 = 22\,955 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad [27]$$

Výpočet napětí ve svaru od ohybového momentu:

$$\tau_{\perp}^{M_o} = \frac{M_o}{W_{os}} = \frac{22\,955}{1\,815} = 12,7 \text{ [MPa]} \quad [28]$$

Dále se vypočítá modul průřezu v krutu:

$$W_{ks} = \frac{J_p}{e} = \frac{\frac{\pi}{32} \cdot [(d+2a)^4 - d^4]}{\frac{d}{2} + a} = \frac{\frac{\pi}{32} \cdot [(26+2 \cdot 3)^4 - 26^4]}{\frac{26}{2} + 3} = 3\,630 \text{ [mm}^3\text{]} \quad [29]$$

Určení krouticího momentu:

$$M_k = F_2 \cdot 73 = 196,2 \cdot 73 = 14\,323 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad [30]$$

Výpočet napětí ve svaru od krouticího momentu:

$$\tau_{\parallel}^{M_k} = \frac{M_k}{W_{ks}} = \frac{14\,323}{3630} = 4 \text{ [MPa]} \quad [31]$$

Plocha svaru:

$$S_s = \frac{\pi}{4} \cdot [(d + 2a)^2 - d^2] = \frac{\pi}{4} \cdot [(26 + 2 \cdot 3)^2 - 26^2] = 273,3 \text{ [mm}^2\text{]} \quad [32]$$

Napětí od posouvající síly:

$$\tau_{\parallel}^{F_o} = \frac{F_o}{S_s} = \frac{196,2}{273,3} = 0,72 \text{ [MPa]} \quad [33]$$

Tabulka 4 Bezpečnostní součinitelé svarů k [2]

Svar	Způsob zatížení		Převodní součinitel k	
tupý	ohybem		k ₀	0,9
	tahem		k ₁	0,85
	tlakem			1,0
	smykem		k ₂	0,7
koutový	smykem	čelní	k ₃	0,75
		boční	k ₄	0.65

Bezpečnostní součinitelé k_i se určí podle tabulky 4 na základě namáhání. Výpočet výsledného napětí ve svaru je tedy:

$$\begin{aligned} \tau_{ss} &= \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^{M_0}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}^{F_o}}{k_4}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}^{M_k}}{k_4}\right)^2} = \\ &= \sqrt{\left(\frac{12,7}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{0,72}{0,65}\right)^2 + \left(\frac{4}{0,65}\right)^2} = 18,1 \text{ [MPa]} \end{aligned} \quad [34]$$

Dovolené napětí ve svaru se určí pomocí bezpečnostního součinitele $k_e = 1,25$ až 2 podle literatury [2], volí se $k_e = 1,5$, mez kluzu už je známa $Re = 230 \text{ [MPa]}$:

$$\sigma_{Ds} = \frac{Re}{1,5} = \frac{230}{1,5} = 153 \text{ [MPa]} \quad [35]$$

Kontrola bezpečnosti svaru v provozním stavu. Pro kombinované namáhání svaru se používá přídatný součinitel pro $t < 10$ [mm]:

$$\beta_s = 1,3 - 0,03 \cdot t = 1,3 - 0,03 \cdot 4,243 = 1,172 \quad [36]$$

$$\tau_s \leq \beta_s \cdot \sigma_{Ds}$$

$$18,1 \leq 1,172 \cdot 153$$

$$18,1 \text{ [MPa]} \leq 180 \text{ [MPa]} - \text{SVAR VYHOVUJE} \quad [37]$$

Svar madla se zkontroluje také pro stav přetížení, ale nyní jen zkráceně. Pro sílu $F_2 = 1000$ [N] je napětí ve svaru:

$$\tau_{ss} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^{M_0}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}^{F_0}}{k_4}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}^{M_k}}{k_4}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{64,5}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{3,7}{0,65}\right)^2 + \left(\frac{20,1}{0,65}\right)^2} =$$

$$91,7 \text{ [MPa]} \quad [38]$$

$$\tau_s \leq \beta_s \cdot \sigma_{Ds}$$

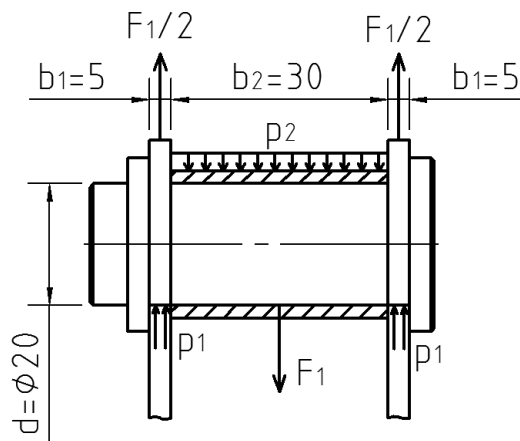
$$91,7 \leq 1,172 \cdot 153$$

$$91,7 \text{ [MPa]} \leq 180 \text{ [MPa]} - \text{SVAR VYHOVUJE} \quad [39]$$

Po srovnání je napětí ve svaru v přetíženém stavu mnohem větší než při provozním stavu a tak je svar silně namáhán, ale **kontrola svaru vyhovuje**.

5.6 Kontrola čepového závěsu

Čepový závěs je tvořen dvěma stejnými čepy. Jelikož jsou čepy stejné, je provedena kontrola jen jednoho z nich. „*Namáhání spojovacího čepu zatíženého silou $F=F_1$ se řeší jako ohybové namáhání nosníku na dvou podporách*“ [2]. Schéma je uvedeno na obrázku 20.



Obrázek 20 Schéma spojovacího čepu závěsu

Namáhání čepu v ohybu, čep je namáhán zatěžující silou F_1 ze vzorce [2]:

$$M_{\text{omax}} = \frac{F_1}{2} \cdot \left(\frac{b_1}{2} + \frac{b_2}{2} \right) = \frac{3924}{2} \cdot \left(\frac{5}{2} + \frac{30}{2} \right) = 34\,335 \text{ [N}\cdot\text{mm]} \quad [40]$$

Modul průřezu čepu v ohybu:

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 20^3}{32} = 785,4 \text{ [mm}^3\text{]} \quad [41]$$

Určení napětí v čepu v ohybu, pro ocel čepu 11 373 $\sigma_{D0} = 70$ [MPa] z literatury [3]:

$$\sigma_o = \frac{M_{\text{omax}}}{W_o} = \frac{34\,335}{785,4} = 43,7 \text{ [MPa]} \leq \sigma_{D0} = 70 \text{ [MPa]} - \text{VYHOVUJE} \quad [42]$$

Dále se kontroluje tlak ve stykové ploše čepu a bočnice, resp. čepu a oka:

$$p_1 = \frac{F_1}{2d \cdot b_1} \frac{3924}{2 \cdot 20 \cdot 5} = 19,62 \text{ [MPa]} \quad [43]$$

$$p_2 = \frac{F_1}{d \cdot b_2} \frac{3924}{20 \cdot 30} = 6,54 \text{ [MPa]} \quad [44]$$

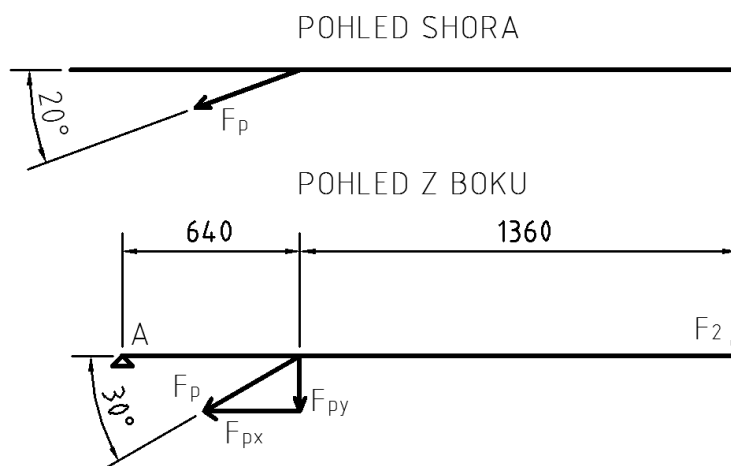
Čep i bočnice jsou ze stejného materiálu 11 373. Kontroluje se tedy větší tlak p_1 v bočnici, pro ocel 11 373 platí $p_D = 60 - 80$ [MPa] podle literatury [3].

$$p_1 = 19,62 \leq p_D = 60 \text{ [MPa]} - \text{VYHOVUJE}$$

Kontrola napětí ohybu v čepu a kontrola tlaku v bočnici **vyhovuje**.

5.7 Kontrola šroubového spoje

Šroubové spoje se kontrolují pro běžnou ovládací sílu F_2 určenou ze vztahu [5]. Nejprve se určí síla F_p a její složky, kterými je šroubový spoj A a B namáhán. Jedná se o prostorově šikmou podporu. Rozložení sil znázorněno na obrázku 21.



Obrázek 21 Rozložení sil pro 1 podporu

Určení sil namáhající šroubové spoje A a B podle obrázku 21 a 22:

Z rovnováhy momentů se určí svislá složka, tato složka působí na obě podpory, takže se označí $2F_{py}$, síla F_2 je vypočtena ve vztahu [5]:

$$F_2 \cdot 2000 = 2F_{py} \cdot 640$$

$$\rightarrow 2F_{py} = \frac{F_2 \cdot 2000}{640} = \frac{196,2 \cdot 2000}{640} = 613 \text{ [N]} \quad [45]$$

Dále se určí výsledná síla $2F_p$, která zatěžuje obě podpory:

$$2F_p = \frac{2F_{py}}{\sin 30^\circ \cdot \cos 20^\circ} = \frac{613}{\sin 30^\circ \cdot \cos 20^\circ} = 1305 \text{ [N]} \quad [46]$$

Jelikož jsou dvě podpory, takže síla v jedné podpoře je:

$$F_p = \frac{2F_p}{2} = \frac{1305}{2} = 652,5 \text{ [N]} \quad [47]$$

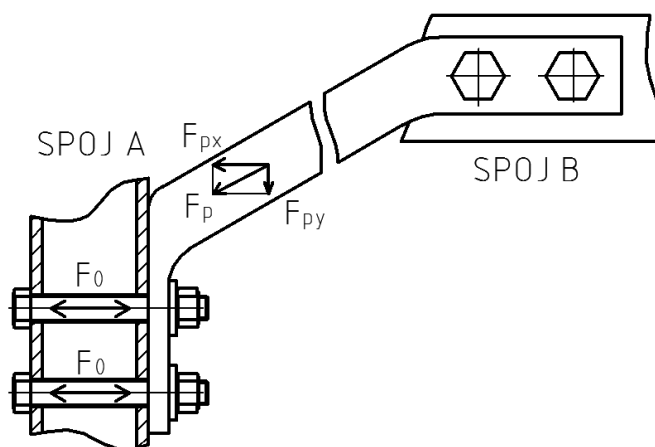
Nyní se určí svislá složka F_{py} v jedné podpoře:

$$F_{py} = F_{p/2} \cdot \sin 30^\circ = 652,5 \cdot \sin 30^\circ = 326,25 \text{ [N]} \quad [48]$$

Dále se určí vodorovná složka F_{px} v jedné podpoře:

$$F_{px} = F_{p/2} \cdot \cos 30^\circ = 652,5 \cdot \cos 30^\circ = 565 \text{ [N]} \quad [49]$$

Nyní se určí síla šroubového spoje. Utahovací moment šroubů na obou koncích podpor musí být tak velký, aby bezpečně přenesl osovou sílu v podpoře, tedy reakci $F_p = 652,5$ [N] ze vzorce [47]. Schéma spoje je na obrázku 22.



Obrázek 22 Schéma šroubového spoje

Navržené šrouby M12x1, třída pevnosti 8.8, doporučený utahovací moment $M_u = 85$ [N·m]. Třecí součinitelé na závitu $f_z = 0,20$ a pod maticí $f_M = 0,20$ byly odhadnuty ze zkušeností. Dále pro metrický závit M12x1 je střední průměr závitu $d_2 = 11,350$ [mm] a stoupání $Ph = 1$ [mm].

Nejprve se určí úhly závitu, nejprve úhel stoupání závitu:

$$\psi = \arctg \left(\frac{Ph}{\pi \cdot d_2} \right) = \arctg \left(\frac{1}{\pi \cdot 11,350} \right) = 1,606 [^\circ] \quad [50]$$

Dále redukovaný třecí úhel závitu:

$$\varphi' = \arctg \left(\frac{f_z}{\cos\left(\frac{\beta}{2}\right)} \right) \arctg \left(\frac{0,20}{\cos(30^\circ)} \right) = 13 [^\circ] \quad [51]$$

Odvození osové síly F_0 z utahovacího momentu:

Třecí moment na závitu:

$$M_{Tz} = F_0 \cdot (\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} \quad [52]$$

Třecí moment pod maticí:

$$M_{TM} = F_0 \cdot f_M \cdot \frac{D_{TM}}{2} = F_0 \cdot f_M \cdot \frac{D_d + D_{SK}}{4} \quad [53]$$

Utahovací moment je součet dílčích momentů M_{Tz} a M_{TM} :

$$M_u = M_{TM} + M_{Tz} = F_0 \cdot f_M \cdot \frac{D_d + D_{SK}}{4} + F_0 \cdot (\Psi + \phi') \cdot \frac{d_2}{2} \quad [54]$$

Konečné určení síly F_0 v ose šroubu pro utahovací moment $M_u = 85 \text{ [N}\cdot\text{m]}$:

$$\begin{aligned} F_0 &= \frac{M_u}{f_M \cdot \frac{D_d + D_{SK}}{4} + (\Psi + \phi') \cdot \frac{d_2}{2}} = \\ &= \frac{85\,000}{0,20 \cdot \frac{13+18}{4} + (1,606 + 13) \cdot \frac{11,350}{2}} = \mathbf{1006,6 \text{ [N]}} \end{aligned} \quad [55]$$

Šroubový spoj A i B je tvořen dvěma šrouby, takže spoj A i B vytvoří svěrnou sílu:

$$F_c = 2 \cdot F_0 = 2 \cdot 1006,6 = \mathbf{2013,2 \text{ [N]}} \quad [56]$$

Kontrola spoje A a B:

Složky F_{px} a F_{py} působí kolmo na osu šroubů, přítláčná síla působí v ose šroubů – tedy jsou na sebe kolmé. Osová síla je normálová a pro porovnání s příčnou silou (smykovou) se musí vynásobit součinitelem tření mezi podporou a rámem v místě šroubů.

Určení třecí síly vyvolané spojením, použitím pryžové podložky se zvýší tření mezi podložkou a povrchem podpory. Ze zkušeností se volí součinitel tření $f_t = 0,4 \text{ [-]}$:

$$F_t = F_c \cdot f_t = 2013,2 \cdot 0,4 = \mathbf{805,3 \text{ [N]}} \quad [57]$$

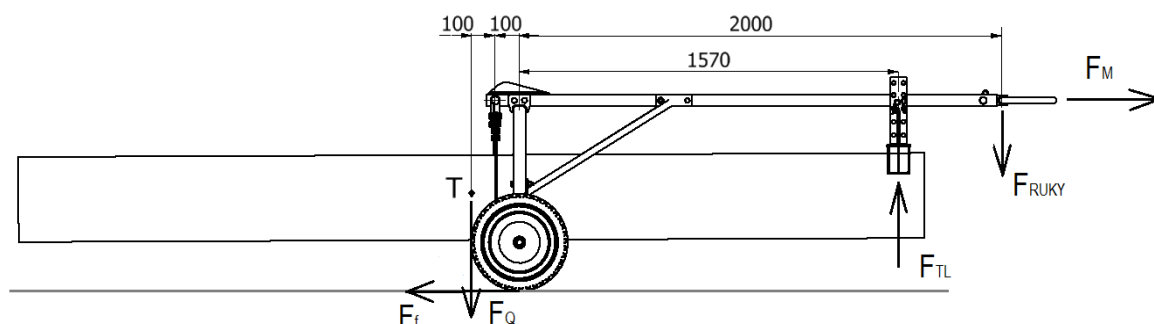
Šroubový spoj A zadržuje svislou složku F_{py} ze vztahu [48], tedy F_t musí být větší než F_{py} : **805,3 > 326,25 - VYHOVUJE** [58]

Šroubový spoj B zadržuje svislou složku F_{px} , ze vztahu [49] tedy F_t musí být větší než F_{px} : **805,3 > 565 - VYHOVUJE** [59]

Utažením dvou šroubů M12x1 na utahovací moment $M_u = 85 \text{ [N}\cdot\text{m]}$ vznikne třecí síla F_t ze vztahu [57], která je větší než jednotlivé zatěžující složky F_{py} a F_{px} . **Kontrola šroubových spojů vyhovuje.**

5.8 Určení manipulační síly se zavěšenou kládou

Než dojde k výpočtu odporu valení, určí se svislá tlačná síla pro vyvážení zavěšené klády. Působení sil uvedeno na obrázku 23.



Obrázek 23 Rozklad sil při manipulaci

Určení tlačné síly F_{TL} z rovnováhy momentů:

$$F_Q \cdot (100 + 100) = F_{TL} \cdot 1570$$

$$\rightarrow F_{TL} = \frac{F_Q \cdot (100+100)}{1570} = \frac{3924 \cdot (100+100)}{1570} = \mathbf{500 \text{ [N]}} \quad [60]$$

Dále se určí ovládací síla F_{RUKY} z rovnováhy momentů:

$$F_{TL} \cdot 1570 = F_{RUKY} \cdot 2000$$

$$\rightarrow F_{RUKY} = \frac{F_{TL} \cdot 1570}{2000} = \frac{500 \cdot 1570}{2000} = \mathbf{392,5 \text{ [N]}} \quad [61]$$

Síla F_{RUKY} musí mít minimálně hodnotu podle vzorce [61] aby došlo k vodorovnému stavu vozíku. Zde se uvažuje předsunutí těžiště klády 100 [mm] před kleště. Pokud se sníží toto rameno těžiště, dojde i ke zmenšení síly F_{RUKY} a tedy ke snadnějšímu ovládání.

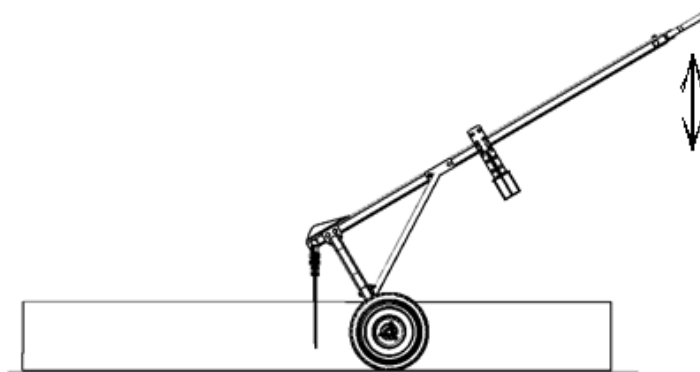
Nyní se určí odpor valení, který v sobě zahrnuje hmotnost klády G_Q , hmotnost vozíku G_v a sílu F_{RUKY} . Při zvednutí celé klády bude právě třeba překonat pouze valivý odpor pojezdových kol, který je:

$$\begin{aligned} F_f &= [F_{RUKY} + g \cdot (G_Q + G_v)] \cdot f = \\ &= [392,5 + 9,81 \cdot (400 + 52,4)] \cdot 0,04 = \mathbf{193,2 \text{ [N]}} \quad [62] \end{aligned}$$

Kde součinitel valivého odporu po polní suché cestě $f = 0,04$ [-], který je určen z literatury [7]. Aby došlo k rozpohybování vozíku silou F_M , je třeba překonat pouze sílu valivého odporu ze vztahu [62]. Překonání tohoto odporu odpovídá snadné manipulaci.

6 Návod k použití vozíku

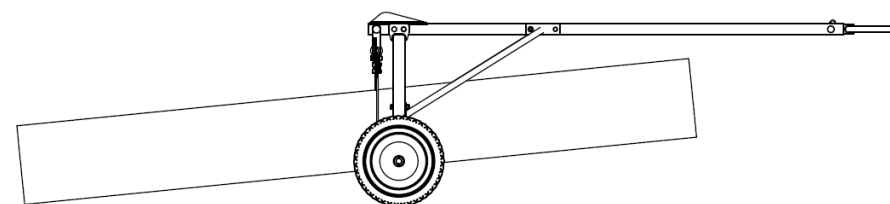
Vozíkem se nadjede podélně nad ležící kládu. Pak se vozík uchopí za madlo na konci hlavní tyče a vykloní, madlem nahoru tak, aby se kleště mohly zacvaknout do klády. Nejlépe těsně pod jejím nejširším místem (průměrem). Poté tlakem na madlo, dojde ke zvednutí klády, šipky na obrázku 22 znázorňují oba pohyby.



Obrázek 24 Zaháknutí klády

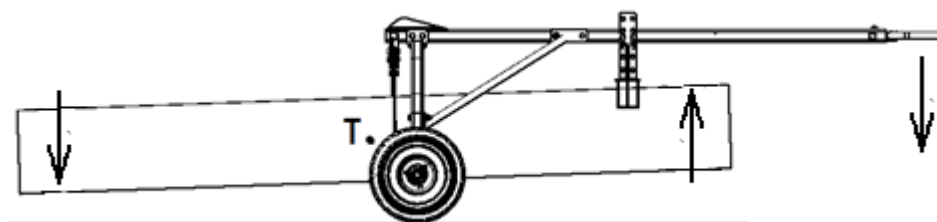
Při zvedání klády mohou nastat 2 případy zvednutí klády, znázorněné na dalších obrázcích. První případ je, že kláda bude v polozávěsu, takže, nedojde ke zvednutí celé klády, ale kláda se bude jedním koncem smýkat po povrchu terénu, viz obrázek 25. Ovládací sílu potřebnou k rozpořádání vozíku se smýkající se kládou velmi ovlivňuje velikost součinitele tření mezi kládou a podkladem a může tak velmi znesnadnit manipulaci, kdy ovládací síla může růst nad meze možností běžného uživatele. Stav se může zhoršit ještě tím, že obsluha kleštěmi kládu zachytí hodně mimo polohu těžiště klády, tím větší podíl tíhové síly klády bude spočívat na zemi a menší část bude pověšena na kleštích.

Z těchto úvah vyplývá, že umění tento manipulační vozík správně používat záleží do značné míry na technickém citu a zkušenostech obsluhy.



Obrázek 25 Kláda v polozávěsu

Při zpracování této bakalářské práce se přišlo na vylepšení konstrukce, které umožní zvednutí celé klády a manipulaci s ní ve vzhledu, což odstraní nepříjemnosti se smýkáním konce klády po zemi. Znárodnění zvednutí celé klády je na obrázku 26.



Obrázek 26 Zvednutí celé klády

V tomto případě je nutné více pracovat s těžištěm klády, tak aby došlo k mírnému převážení klády a jejímu pohybu ve smyslu šipek podle obrázku. Je nutné, aby těžiště klády bylo před svislou osou zavěšení kleští ve vhodné vzdálenosti, a tudíž pravá část klády (pod nosnou tyčí) se začne zvedat. Při samovolném zvedání pravé části klády dojde k opření této části o pojistné zařízení a tedy k zablokování dalšího pohybu klády. Tímto se kláda zafixuje a dojde ke zvednutí celé klády.

S pojistným zařízením je možno manipulovat ve vodorovném i svislém směru dle potřeb, na základě velikosti klády tak, aby došlo ke zvednutí různých velikostí klád. Pojistným zařízením je možno posouvat po nosné tyči, nebo jej namontovat i mezi nosnou konstrukcí a podpory. Dále je zařízení i výškově polohovatelné pomocí 2 čepů. Díky pružným závlačkám se dá jednoduše demontovat či přesunout (viz obrázek 9).

Pokud se k pojistnému zařízení přidá řetěz či lanko, které kládu ještě stáhne k tomuto zařízení nebo k hlavní nosné tyči, dojde k úplnému zajištění klády a kláda se nepohne ani při pohybu na nerovnostech.

Vozík se nemusí užívat jen pro přepravu jedné klády. Může se použít pro přepravu většího počtu menších klád, které se svážou např. pomocí článkového řetězu nebo lana. Tento řetěz nebo lano může být zavěšen společně s kleštěmi na čepovém závěsu.

Pro obsluhu je důležitý vhodný odhad pro určení těžiště klády a místo jejího uchycení v kleštích, tak aby nedocházelo zbytečně k příliš namáhavé manipulaci s kládou.

7 Závěr

Výsledkem této práce, je kompletní návrh manipulačního vozíku se samosvornými kleštěmi na klády, odpovídající parametrům zadání. Tento vozík slouží pro ruční přepravu jednočlennou obsluhou až do vzdálenosti cca 300 [m]. Umožňuje manipulaci s různou velikostí klád, ale snadnost manipulace s rostoucí délkou klád klesá. Pro ještě dobrou manipulaci hlavně při stahování dřeva z lesa je limitující délka klády cca 4 [m].

Práce byla rozdělena do 4 hlavních kapitol, které jsou: rešerše, návrh koncepce, konstrukce vozíku a kontrolní výpočty. Práce ještě obsahuje návod k použití pro ilustraci manipulace s vozíkem a kládou. Při vypracování této bakalářské práce se došlo k zajímavému řešení, které umožňuje zvednutí celé klády a manipulaci bez smýkání klády po zemi. Zvednutí celé klády zajišťuje pojistné zařízení, o které se kláda při správném nasazení kleští opře a při rozjezdu se musí překonávat jen síly valivého odporu obou pojezdových kol, který je 193,2 [N]. Níže jsou popsány splněné cíle práce, které jsou uvedeny v úvodu.

Splněné cíle práce:

- nejprve se vypracovala rešerše tohoto tématu, která uvádí několik různých provedení vozíků od firemních nebo domácích výrobců. Po analyzování problematiky se přistoupilo k vlastnímu návrhu a konstrukci vozíku.
- než se došlo ke konstrukci, byl zpracován návrh koncepce, který popisuje navržené prvky a komponenty pro konstrukci vozíku. Z této návrhové koncepce se zhotovila konstrukce s ohledem na snadnou manipulaci a pro zadané parametry: do průměru 350 [mm] a hmotnosti 400 [kg].
- v kapitole konstrukce je zhotoven popis všech částí vozíku.
- dále se provedla pevnostní kontrola nosných částí vozíku zhotovené konstrukce.
- příloha obsahuje vypracovaný sestavný výkres a dílenské výkresy rámu vozíku.

Poděkování

Rád bych tímto poděkoval Ing. Mileně Hrudíčkové, Ph.D. za trpělivost, cenné rady, podněty a celkové vedení při zpracování mé bakalářské práce.

Zdeněk Vrána

Seznam použité literatury

Tištěné zdroje

- [1] LEINVEBER, Jan – VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 3.vyd. Úvaly: ALBRA, 2006. ISBN 80-7361-033-7.
- [2] DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení: spojovací části strojů*. Ostrava: MONTANEX a.s., 2000. ISBN 80-7225-018-3.
- [3] BOLEK, Alfred – KOCHMAN, Josef a kol. *Části strojů*. 1. svazek. PRAHA: SNTL, 1989. ISBN 80-03-00046-7.
- [4] MIROLJUBOV, I. N. a Zdeněk KULIŠ. *Řešení úloh z pružnosti a pevnosti*. 1976. vyd. Praha: Nakladatelství technické literatury, n. p., Spálená 51, Praha 1, 1976.
- [5] HOREK, Přemysl a Miloslav MARTINKA. *Lesní lanovky*. 2007. vyd. Brno: nakladatelství a vydavatelství Kostelec nad Černými lesy, 2007. ISBN 978-80-87154-10-6.
- [6] Kaláb, K.: *Části a mechanismy strojů. Části spojovací*. 3.vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2012, 110s., ISBN 978-80-248-1290-8.
- [7] MORAVEC, Vladimír. *Mechanické a hydraulické převody: mechanické převody*. dotisk 2. vydání. Ostrava: Ediční středisko VŠB - TU Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1057-7.

Elektronické zdroje

- [8] HALAMA, Radim, Ludmila ADÁMKOVÁ, František FOJTÍK, Karel FRYDRÝŠEK, Michal ŠOFER, Jaroslav ROJÍČEK a Martin FUSEK. VŠB - TU OSTRAVA A ZČU V PLZNI. *Pružnost a pevnost*. 2011. Dostupné z: <http://mi21.vsb.cz/modul/pruznost-pevnost>
- [9] Feron: Velkoobchod s hutním materiálem. *Feron: Sortiment Ferony* [online]. 2014. vyd. 2014 [cit. 2014-05-10]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/sortiment/sortiment.php>
- [10] Dokamen.cz: váš dodavatel ekologických paliv. *Dokamen.cz* [online]. 2011 [cit. 2014-05-10]. Dostupné z: <http://www.dokamen.cz/hmotnost.htm>

- [11] DŮM KOLEČEK: Dům koleček - mnoho a mnoho koleček ... *Plechový disk s jehlovým ložiskem* [online]. 2014 [cit. 2014-05-10]. Dostupné z: <http://www.dum-kolecek.cz/plechovy-disk-s-jehlovym-loziskem/>
- [12] ŠIMOTA ART COMPANY. *Kleště lesnické traktorové - vozík* [online]. 2014, 9.5.2014 16:02:11 [cit. 2014-05-10]. Dostupné z: <http://www.simota.websnadno.cz/Kleste-lesnicke-traktorove---vozik.html>
- [13] STEINUSA. *Arbor-Trolley* [online]. 2013 [cit. 2014-05-10]. Dostupné z: <http://stein-usa.com/products.php?cat=39>
- [14] Downsizer.net. *Http://forum.downsizer.net* [online]. 2014 [cit. 2014-05-12]. Dostupné z: <http://www.downsizer.net/gallery/15448/P5060016.JPG>
- [15] LoggingTrader.com. *Dozers / Crawlers* [online]. 2014, 02.5.2014 [cit. 2014-05-12]. Dostupné z: <http://www.loggingtrader.com/viewad.asp?id=50297946094100024>

Seznam příloh

Příloha A Výkres sestavy

Příloha B Kusovník sestavy

Příloha C Výkres sestavy svařované nosné konstrukce

Příloha D Výkres sestavy svařované nosné tyče

Příloha E Výkres sestavy závěsu

Příloha F MKP analýza